

基于压缩机-支架系统的异常噪声研究*

商国旭^{1,2}, 史文库¹, 陈志勇¹, 刘国政¹, 黎晓燕³, 杨家宏³

(1. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室 长春, 130022)

(2. 东风汽车有限公司东风日产乘用车公司技术中心 广州, 510800)

(3. 牡丹江富通汽车空调有限公司技术部 牡丹江, 157000)

摘要 针对某乘用车发动机转速在 1 573 r/min, 压缩机开启时车内噪声异常的问题, 对样车进行试验分析与诊断, 对压缩机-支架系统进行仿真分析, 提出改进方案并验证改进效果。利用 LMS 声振信号采集系统采集振动噪声数据, 采用频谱分析、阶次追踪等方法, 并结合压缩机-支架系统模态仿真结果, 确定车内异常噪声是压缩机轴频 21 阶与压缩机-支架系统 3 阶模态频率接近发生共振造成的。通过优化支架结构来提高压缩机-支架系统 3 阶模态频率以此来避免共振, 并换装橡胶驱动盘缓和压缩机输入扭矩波动。将改进结构进行整车试验, 结果表明: 匀速工况空调开启时问题转速下, 车内噪声降低了 2.5 dB(A); 匀加速工况空调开启时发动机转速 1 500~1 650 r/min 区间, 车内噪声无峰值, 其余转速空调开启时改进前/后车内噪声基本不变, 噪声波动趋势平缓。

关键词 汽车; 空调压缩机; 噪声; 试验分析与诊断; 橡胶驱动盘

中图分类号 TH457

引言

随着乘客对车辆振动、噪声要求的不断提高, 噪声、振动与声振粗糙度 (noise, vibration, harshness, 简称 NVH) 特性逐渐成为评价车辆乘坐舒适性的一个重要指标^[1]。空调压缩机是汽车制冷系统的核心, 它从吸气管吸入中温低压的制冷剂气体, 通过皮带轮运转带动活塞压缩气体, 向排气管排出高温高压的制冷剂气体, 在车内温度调节过程中起着重要的作用, 但其同时也作为一个不可忽略的噪声源, 严重影响着车辆的乘坐舒适性^[2]。

轴向活塞式空调压缩机广泛应用于汽车空调系统中, 活塞的往复惯性力、旋转部件的不平衡力以及制冷剂对压缩机管路冲击力等会通过结构传递到壳体上, 使壳体受迫振动并对外辐射同频率噪声, 当受迫振动频率接近压缩机系统固有频率时, 会产生更大的振动与噪声^[3-4]。汽车空调压缩机的负荷随着环境温度的升高而增加, 压缩机的振动噪声也随着负荷的增加而增大, 使车辆的乘坐舒适性急剧下降^[5-6]。国内外对汽车空调压缩机振动噪声问题已有一定的研究。文献[7-8]利用人工探头、麦克风和加速度传感器等设备, 提出一种适用于车辆空调热膨胀阀嘶嘶声和流体流动声的测试方法。Demas 等^[9]对汽车空调压缩机的摩擦噪声进行研究, 论述

了涂层材料在降低零部件摩擦噪声中的作用, 为压缩机的减振降噪提供理论支持。陈志勇等^[10]通过改变压缩机皮带轮直径来改变压缩机与发动机的转速比, 进而避免压缩机工作频率与发动机 8 阶激励频率重合, 改善拍振现象, 降低了车内噪声。文中主要从试验角度入手, 针对压缩机-支架系统模态引起的车内异常噪声进行测试、诊断与优化。对压缩机-支架系统进行仿真分析, 提出改进方案并试验验证。

1 驾驶室噪声异常问题描述

问题样车空调压缩机为 10 缸定排量斜盘式, 压缩机与发动机之间通过铸铁支架连接。为分析异常噪声产生的原因, 对样车进行试验分析, 试验工况为: 发动机恒定转速, 开/关空调压缩机; 驻车匀升发动机转速, 开/关空调压缩机。在发动机悬置被动端、压缩机壳体、膨胀阀、驾驶员座椅导轨处布置三向振动加速度传感器测量振动加速度信号, 如图 1(a) 所示, 在驾驶员右耳处布置传声器测量声压信号, 如图 1(b) 所示。

1.1 匀速工况摸底试验

定置试验车辆, 分别测量发动机怠速、1 200、1 573、2 000 r/min, 开/关空调驾驶员右耳处声压

* 国家重点研发计划资助项目(2018YFB0106200)

收稿日期: 2019-02-03; 修回日期: 2019-03-29

值,如图 2 所示。发动机转速 1 573 r/min 空调开启时车内噪声最大,并且开/关空调车内噪声差值远大于其余转速工况。

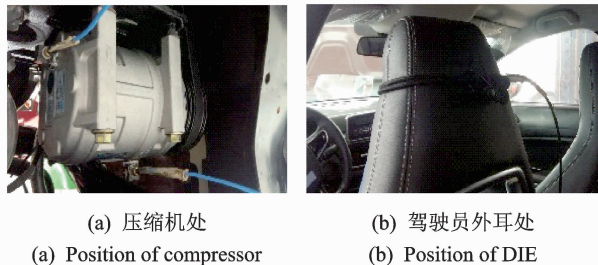


图 1 测试传感器位置

Fig. 1 Position of the sensors

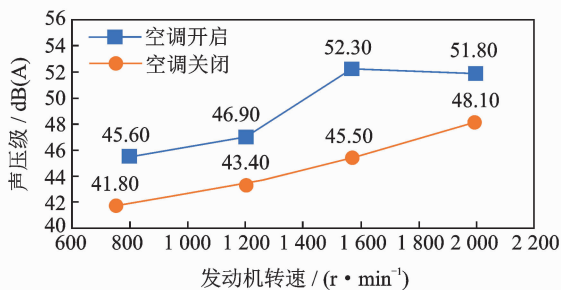


图 2 开/关空调车内噪声值

Fig. 2 Internal noise in AC on/off

1.2 匀加速工况摸底试验

驻车匀升发动机转速,测量开/关空调车内噪声时域信号,如图 3 所示。当发动机转速在 1 500~1 650 r/min 区间,开启空调车内噪声出现一个明显的峰,且开/关空调车内噪声差值远大于其余转速工况。

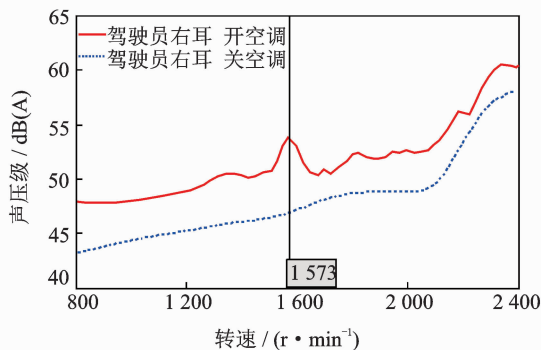


图 3 匀速升高发动机转速车内噪声

Fig. 3 Internal noise in run-up condition

2 驾驶室异常噪声分析与诊断

2.1 匀速工况试验分析

2.1.1 车内异常噪声频谱分析

为了诊断异常噪声的原因,用 LMS 声振采集

系统采集开/关空调车内噪声信号频谱,如图 4 所示。问题样车采用四缸四冲程发动机,其 2 阶激励频率为 52.43 Hz,关空调车内噪声在发动机 2 阶激励频率处最大,且远大于其他频率成分;空调开启车内噪声在各个频率成分均有增加,在 688 Hz 处峰值突出,远大于发动机 2 阶激励频率成分。发动机转速 1 573 r/min 时,压缩机轴频 f 为

$$f = \frac{ni}{60} = \frac{1\,573 \times 1.25}{60} = 32.77 \text{ Hz} \quad (1)$$

其中: n 为发动机转速; i 为压缩机主轴带轮与发动机曲轴带轮之间的转速比。

压缩机的工作频率 f_1 为

$$f_1 = kf = 10 \times 32.77 = 327.7 \text{ Hz} \quad (2)$$

其中: k 为压缩机气缸数。

压缩机轴频 21 阶(轴频对压缩机 2 阶工作频率的调频)为 688 Hz($32.77 + 327.7 \times 2$),与噪声频谱中最大峰值频率相同,为车内异常噪声的主要贡献者。

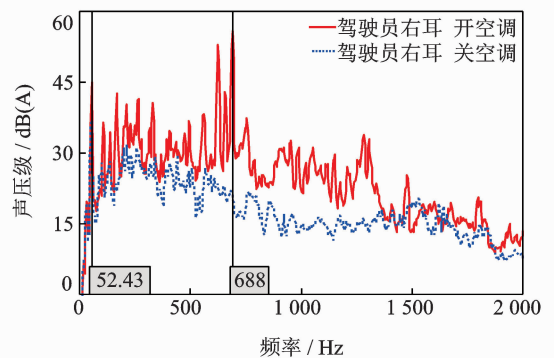


图 4 开/关空调车内噪声频谱

Fig. 4 Frequency spectrum of internal noise in AC on/off

2.1.2 振动信号频谱分析与传递路径识别

为诊断异常噪声振源与识别其传递路径,在发动机转速 1 573 r/min 时,采集开/关空调压缩机壳体振动信号频谱,如图 5 所示。关闭时压缩机振动信号最大峰值频率为 52.43 Hz,为发动机 2 阶激励频率;空调开启时压缩机处振动信号在 688 Hz 最大,远大于 52.43 Hz 噪声值,与车内噪声频谱分析结果一致。

膨胀阀是车辆空调系统中不可缺少的部分,它连接空调管路,是压缩机振动传递到车内的直接通路,开/关空调膨胀阀的振动信号频谱如图 6 所示。空调开启时膨胀阀的振动信号在 688 Hz 处最大,且高于 52.43 Hz 处。空调开启时压缩机与膨胀阀振动频谱振动信号沿着频率分布具有一致性,压缩机壳体振动加速度信号普遍大于膨胀阀振动加速度信号,且与车内噪声频谱趋势相同。通过以上分析可以得出:空调开启时车内异常噪声的振源为压缩机,压缩机产生的振动噪声通过膨胀阀向车内直接传递,导致车内异常噪声。

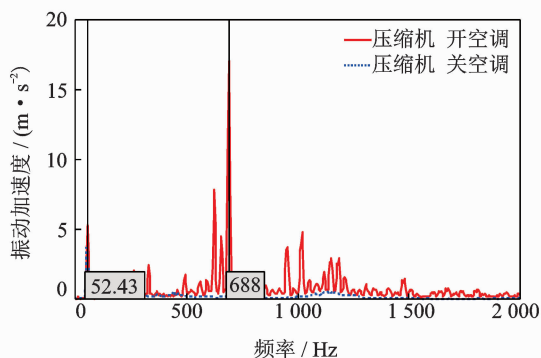


图5 开/关空调压缩机振动频谱

Fig. 5 Frequency spectrum of compressor vibration in AC on/off

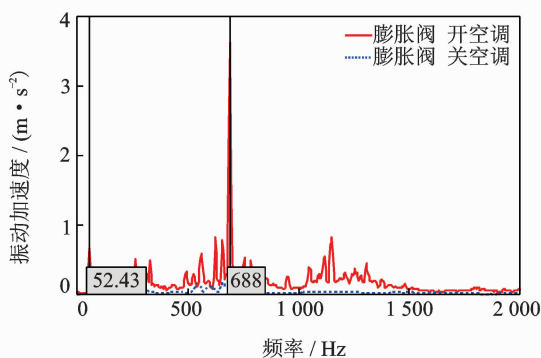


图6 开/关空调膨胀阀振动频谱

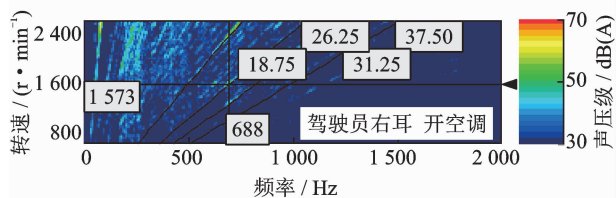
Fig. 6 Frequency spectrum of expansion valve vibration in AC on/off

2.2 匀加速工况试验分析

定置车辆匀升发动机转速,采集车内噪声阶次追踪信号与压缩机振动阶次追踪信号,如图7所示。由匀速工况试验可知,车内异常噪声对应发动机转速1573 r/min,在图中转速1573 r/min作一条水平线,亮度最大处为688 Hz,在688 Hz作一条垂线,交点处做阶次线,为发动机26.25阶,对应压缩机轴频21阶,这与匀速工况试验分析结果一致。688 Hz垂线上有几个明亮的点,为发动机18.75,31.25,37.50阶,对应压缩机轴频15,25,30阶,为压缩机常见激励阶次,可以判断样车压缩机-支架系统在688 Hz处存在共振频带。

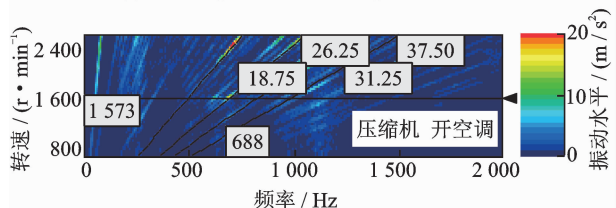
2.3 压缩机-支架模态仿真分析

为验证试验分析结果的正确性,对压缩机-支架系统进行模态仿真分析。在Hypermesh中建立压缩机与支架的有限元模型,忽略垫片等微小结构,将活塞等内部结构与压缩机壳体刚性连接。为反映出压缩机的实车安装情况,在Abaqus中用绑定约束描述发动机与压缩机支架的连接状态。选择Lanczos求



(a) 改进前车内噪声频谱

(a) Noise spectrum before improvement



(b) 改进前压缩机振动频谱

(b) Compressor vibration spectrum before improvement

图7 开AC车内噪声与压缩机振动阶次追踪

Fig. 7 Order tracking of internal noise and compressor vibration in AC on

解器对模型作频率提取,压缩机-支架系统3阶模态振型如图8所示,仿真得到模态频率为678.47 Hz,与试验分析所述688 Hz的相对误差为1.35%,在可接受范围内,验证试验分析结果的准确性。

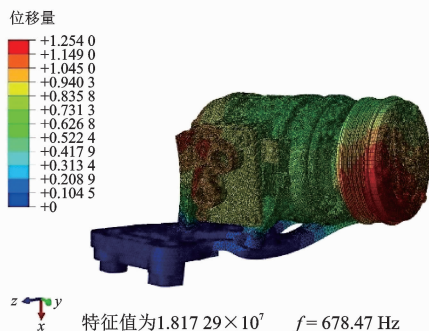


图8 模态分析结果

Fig. 8 Result of modal simulation

2.4 噪声异常问题诊断结果

综合试验与仿真结果,可以得出:688 Hz为压缩机-支架系统3阶模态频率,发动机转速1573 r/min时,压缩机轴频21阶激励与此模态频率相近,发生共振,产生过大的振动与噪声,并通过压缩机制冷管路与膨胀阀传递到车内,导致车内异常噪声。

3 改进措施及效果验证

3.1 改进措施

根据问题诊断结果,将压缩机与支架连接处的

支架凸台厚度削减 5 mm,使压缩机与支架紧密结合,达到增加系统刚度、提高模态频率的目的。驱动盘为压缩机皮带轮与主轴之间的传动件,为缓和压缩机输入扭矩波动,将原有簧片驱动盘换装为橡胶驱动盘,簧片驱动盘和橡胶驱动盘分别如图 9(a,b)所示。簧片驱动盘仅能够传递力矩,橡胶驱动盘不仅能缓冲吸振,而且传动噪声小,它不需要润滑,在满足压缩机转动扭矩的前提下,还可以满足压缩机主轴高转速的要求。



(a) 簧片驱动盘 (a) Reed drive plate (b) 橡胶驱动盘 (b) Rubber drive plate

图 9 空调压缩机驱动盘

Fig. 9 Driving plate of air conditioning compressor

对改进结构进行模态仿真分析,改进后压缩机-支架系统 3 阶模态频率为 697.94 Hz,相比于改进前结构,模态频率提升了 19.47 Hz,在问题描述工作状态下不会激起共振。

3.2 改进效果验证

3.2.1 匀速工况效果验证

问题转速下改进前/后空调开启时车内噪声降低 2.5 dB(A)。根据主观评价,车内噪声异常问题得到明显的改善,为客观验证,对比分析改进前/后空调开启时车内噪声频谱,如图 10 所示。改进后车内噪声在 688 Hz 处无峰值。

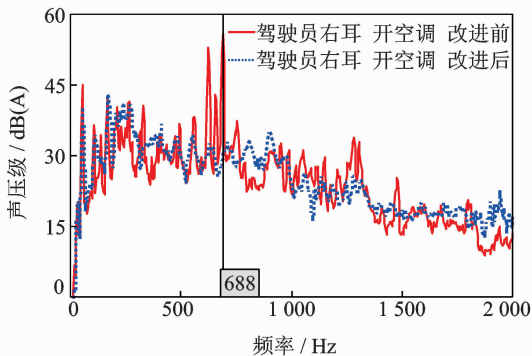


图 10 改进前/后车内噪声频谱

Fig. 10 Frequency spectrum of internal noise before/after improvement

阀振动频谱如图 11,12 所示。改进后结构在 688 Hz 处振动信号无峰值,压缩机、膨胀阀振动水平有较大程度的改进。

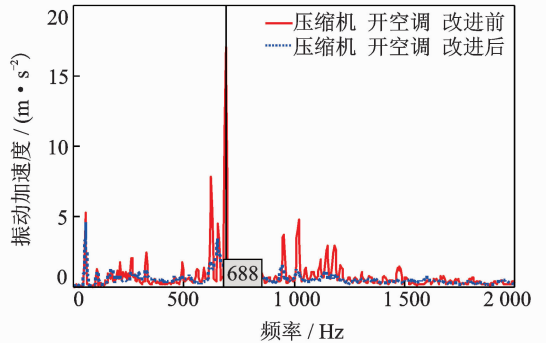


图 11 改进前/后压缩机振动频谱

Fig. 11 Frequency spectrum of compressor vibration before/after improvement

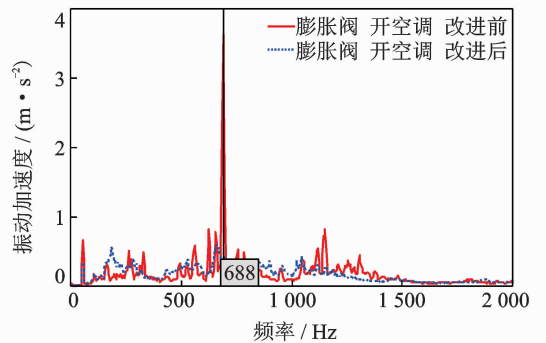


图 12 改进前/后膨胀阀振动频谱

Fig. 12 Frequency spectrum of expansion valve vibration before/after improvement

3.2.2 匀加速工况效果验证

对比改进前/后空调开启时车内噪声时域信号,如图 13 所示。发动机转速 1 500~1 650 r/min 区间,改进后峰值消失,车内异常噪声得到明显改善;发动机其余转速下,改进前/后无明显差别,车内噪声波动趋势平缓。

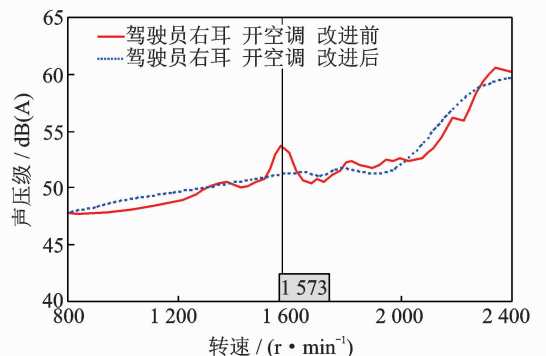


图 13 改进前/后匀升发动机转速车内噪声值

Fig. 13 Internal noise in run-up before/after improvement

改进前/后空调开启时压缩机振动频谱与膨胀

空调开启改进后车内噪声阶次追踪图、压缩机振动阶次追踪图如图14所示。与改进前整车试验结果对比,688 Hz处改进后车内噪声信号、压缩机振动信号在其轴频15阶、21阶、25阶与30阶峰值降低,此频率不同转速下的车内噪声与压缩机振动均有较大程度改进。

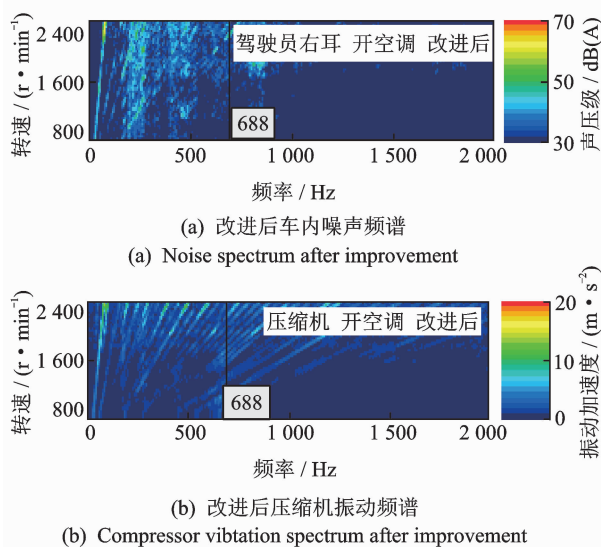


图14 改进后阶次追踪图

Fig. 14 Order tracking after improvement

4 结论

1) 车内噪声异常问题的激励源为汽车空调压缩机,压缩机产生的振动噪声通过压缩机管路与膨胀阀向车内传递。

2) 压缩机-支架系统在688 Hz附近存在共振频带,发动机转速1573 r/min,压缩机轴频21阶与压缩机-支架系统3阶模态频率接近,发生共振,产生过大的振动与噪声,导致车内异常噪声。

3) 优化支架结构并换装橡胶驱动盘,试验验证改进结构:匀速工况,发动机转速1573 r/min,改进前/后空调开启时车内噪声降低2.5 dB(A);匀加速工况,发动机转速1500~1650 r/min区间,车内噪声峰值消失,其余转速下改进前/后基本无差别,驾驶室噪声波动趋势平缓。

参 考 文 献

[1] 李沛然,邓兆祥,叶常景. 汽车NVH试验数据管理系统关键技术研究[J]. 振动与冲击, 2010, 29(2):163-166.
LI Peiran, DENG Zhaoxiang, YE Changjing. Key techniques of a test data management system for automotive NVH[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(2):163-166. (in Chinese)

[2] YOON J H, YANG I H, JEONG J E, et al. Reliability improvement of a sound quality index for a vehicle HVAC system using a regression and neural network model[J]. Applied Acoustics, 2012, 73(11):1099-1103.

[3] WANG S J, GU J J, DICKSON T. Investigation of the effects of vapour quality and oil concentration on performance of a swash plate compressor[J]. International Journal of Energy Research, 2006, 30(11):835-849.

[4] TIAN C Q, LIAO Y F, LI X T. A mathematical model of variable displacement swash plate compressor for automotive air conditioning system[J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(2):270-280.

[5] WU J H, LIN J, ZHANG Z, et al. Experimental investigation on cold startup characteristics of a rotary compressor in the R290 air-conditioning system under cooling condition[J]. International Journal of Refrigeration, 2016, 65:209-217.

[6] WANG B L, LIU X R, SHI W X. Comparative research on air conditioner with gas-injected rotary compressor through injection port on blade[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 106:67-75.

[7] LIETZ C. Automotive HVAC hiss noise measurements[J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2011, 1(4):263-271.

[8] HUMBAD N. Automotive HVAC noise measurements and analysis[J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2011, 1(4):299-307.

[9] DEMAS N G, POLYCARPOU A A. Tribological performance of PTFE-based coatings for air-conditioning compressors[J]. Surface & Coatings Technology, 2008, 203(3):307-316.

[10] 陈志勇,毛阳,史文库,等. 汽车空调压缩机噪声异常问题的诊断与试验[J]. 振动、测试与诊断, 2015, 35(6):1063-1067.
CHEN Zhiyong, MAO Yang, SHI Wenku, et al. Abnormal noise diagnosis and test of air conditioning compressor in automobiles[J]. Journal of Vibration, Measurements & Diagnosis, 2015, 35(6):1063-1067. (in Chinese)



第一作者简介:商国旭,男,1993年10月生,工程师。主要研究方向为汽车振动噪声分析与控制。曾发表《轻型客车车内振动传递路径的试验与仿真研究》(《机械设计与制造》2019年第337卷第3期)等论文。

E-mail:shanguoxu@dfi.com.cn

通信作者简介:陈志勇,男,1980年10月生,博士、副教授、博士生导师。主要研究方向为汽车系统动力学与控制等。
E-mail:Chen_zy@jlu.edu.cn

